

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ АМОРТИЗАЦИИ ШАССИ ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА ПРИ УДАРНОМ НАГРУЖЕНИИ

А.Е. Белкин¹

aefbelkin@bmstu.ru

Е.А. Никитин^{1,2}

nikitin@bmstu.ru

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

² ПАО «Корпорация «Иркут», Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрена система амортизации шасси перспективного отечественного магистрального пассажирского самолета, включающая в себя жидкостно-газовые амортизаторы и колеса, оснащенные пневматическими шинами. Предложены нелинейные математические модели одно- и двухкамерного жидкостно-газовых амортизаторов опор шасси телескопического типа. В моделях учтены процесс политропного сжатия газа, силы гидравлического сопротивления протеканию рабочей жидкости и сухого трения, возникающие в подвижных частях системы. Для описания вертикальной реакции обжатия пневматических шин использована структурная модель В.Л. Бидермана, параметры которой определены по результатам испытаний методом наименьших квадратов. Уравнения движения элементов шасси получены методами аналитической механики с привлечением вариационного принципа наименьшего действия Остроградского — Гамильтона. Наложённые на систему связи введены с помощью метода штрафных функций. Рассмотрена постановка задачи виртуальных вычислительных экспериментов по копровым сбросам опор шасси. В широком диапазоне энергий удара проведена валидация моделей амортизаторов опор шасси пассажирского самолета, для которых путем численного интегрирования определены временные реализации вектора состояния системы и оценены площади гистерезисных петель нагрузочных характеристик амортизаторов. Показано удовлетворительное соответствие полученных значений характеристикам натуральных объектов. Результаты моделирования

Ключевые слова

Опора шасси, жидкостно-газовый амортизатор, математическая модель, копровые испытания, вариационный принцип наименьшего действия, политропный закон

могут быть использованы для улучшения критериев качества амортизации численными методами оптимизации, расчета посадочных ударов и анализа колебаний самолета при пробежках по взлетно-посадочной полосе

Поступила 01.03.2023

Принята 20.03.2023

© Автор(ы), 2023

Введение. Опоры шасси — это ответственный узел конструкции летательного аппарата, обеспечивающий его контакт со взлетно-посадочной полосой [1]. В современных летательных аппаратах, в частности пассажирских самолетах, амортизационная система шасси состоит из колес, оснащенных пневматическими шинами, и жидкостно-газовых амортизаторов [2]. Амортизаторы этого типа компактные, имеют высокие показатели энергоемкости и малую массу. Энергия в них расходуется на преодоление гидравлического сопротивления при перетекании рабочей жидкости (масла) через дроссельные отверстия, превращаясь в теплоту и рассеиваясь во внешнюю среду. Накопление энергии при обжатии и ее отдача осуществляются за счет изменения объема газа, как правило, азота.

Конструкции одно- и двухкамерного жидкостно-газовых амортизаторов перспективного магистрального пассажирского самолета приведены на рис. 1. Общими элементами являются стакан 1, шток 2 и плунжер 3. Шток в стакане центрирован буксами 4 и 5 (показаны условно) и разделяет внутреннюю полость стакана на две камеры: основную рабочую I (камеру

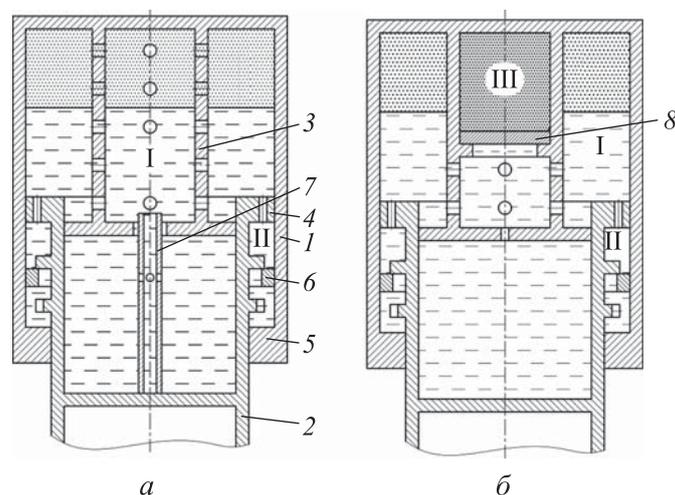


Рис. 1. Конструкции однокамерного (а) и двухкамерного (б) амортизаторов перспективного пассажирского самолета:

I, III — камеры низкого и высокого давления; II — камера обратного хода; 1 — стакан; 2 — шток; 3 — плунжер; 4, 5 — подвижная и неподвижная буксы; 6 — разрезное кольцо; 7 — игла; 8 — плавающий поршень

низкого давления в двухкамерном амортизаторе) и обратного хода II. Между заплечиками штока 2 установлено разрезное кольцо б, обеспечивающее дополнительное торможение штока при его возврате в исходное положение.

На штоке однокамерного амортизатора установлена игла 7, представляющая собой трубку с отверстиями. При небольших перемещениях штока протекание жидкости через дроссельное отверстие плунжера обеспечивается через кольцевую проточку и отверстия в игле. При больших перемещениях эти отверстия перекрываются, что приводит к падению их эффективной площади и возрастанию демпфирования.

В двухкамерном амортизаторе камера III интегрирована в плунжер. Она отделена от камеры I плавающим поршнем 8 и давление зарядки в ней в несколько раз превышает давление в камере I. Наличие двух камер обеспечивает увеличение энергоемкости амортизатора.

Необходимые характеристики разработанной системы амортизации традиционно подбираются в ходе длительных и трудоемких копровых испытаний [3]. Основную опору шасси (ООШ, рис. 2, а) с присоеди-

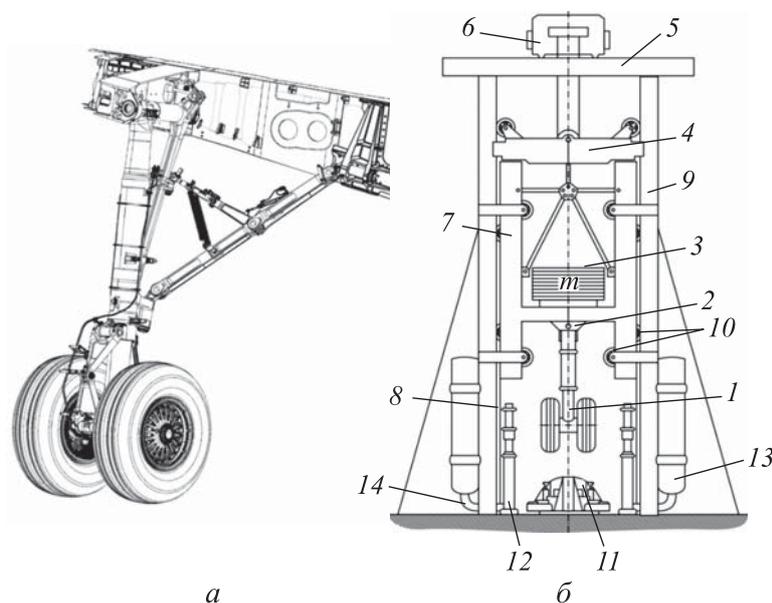


Рис. 2. Основная опора шасси перспективного магистрального пассажирского самолета (а) и схема установки для проведения копровых испытаний (б):

- 1 — объект испытаний; 2 — оснастка; 3 — груз; 4 — замок-сбрасыватель; 5 — ригель;
 6 — грузоподъемное устройство; 7 — клеть; 8 — направляющие; 9 — станина;
 10 — ролики направляющих; 11 — опорная плита; 12 — амортизаторы разгрузки;
 13 — баллоны со сжатым воздухом; 14 — шланг

ной массой, выбранной по нормам прочности, сбрасывают с определенной высоты на копре. По результатам испытаний получают нагрузочные характеристики амортизаторов, законы изменения положения и ускорения центра тяжести клетки. Схема установки приведена на рис. 2, б.

Значительно сократить объем испытаний и добиться более качественной амортизации можно в результате проведения вычислительных экспериментов на математических моделях амортизаторов опор шасси, учитывающих особенности процессов, лежащих в основе их работы. Для обоснования целесообразности и надежности такого подхода необходимы тщательные теоретические и экспериментальные исследования по подтверждению адекватности и точности построенных моделей.

Среди актуальных работ по созданию математических моделей систем амортизации, проведению виртуальных копровых испытаний и оптимальному проектированию опор шасси можно выделить [4–15]. Уравнения модели опоры шасси с однокамерным жидкостно-газовым амортизатором получены в [4], где проведено сравнение численных результатов с результатами натуральных копровых испытаний, и выполнен расчет оптимальной формы иглы, регулирующей площадь дроссельных отверстий плунжера. Анализ динамики взлета и посадки самолета с учетом упругости его планера выполнен в [5], однако особое внимание уделено построению модели амортизации опор шасси с помощью конечно-элементного моделирования в MSC.Patran. Для моделирования работы амортизации опоры шасси в [6] использован программный пакет компонентно-ориентированного 1D-моделирования Amesim. Кроме зарубежных коммерческих программных пакетов, для расчетов амортизации используются отечественные комплексы, в частности, разработанные в МГТУ им. Н.Э. Баумана [7]. Для анализа сил трения, действующих на подвижный шток, в [8, 9] использована балочная модель. Отметим, что полученная в [9] система дифференциальных уравнений не универсальная и требует переключения между уравнениями на различных этапах обжатия амортизатора. От указанного недостатка свободен подход на основе моделирования голономных механических систем методами аналитической механики, развиваемый в [10–12].

Отметим, что в последние 30 лет интенсивно развиваются методы проектирования и расчета активных и полуактивных систем амортизации самолета [14, 15], однако пока такие системы в области пассажирского авиастроения распространены мало из-за высокой стоимости и невысокого ресурса. Анализ конструкций такого типа выходит за рамки настоящего исследования.

В настоящей работе исследована динамика пассивных жидкостно-газовых амортизаторов передней опоры шасси (ПОШ) и ООШ перспективного отечественного магистрального пассажирского самолета при ударном нагружении, реализуемом в условиях копровых испытаний [16].

Модели ПОШ и ООШ. Для построения математической модели двухкамерного амортизатора стойки ПОШ и однокамерного амортизатора ООШ в условиях копровых испытаний в соответствии с рис. 2, б используются расчетные схемы (рис. 3).

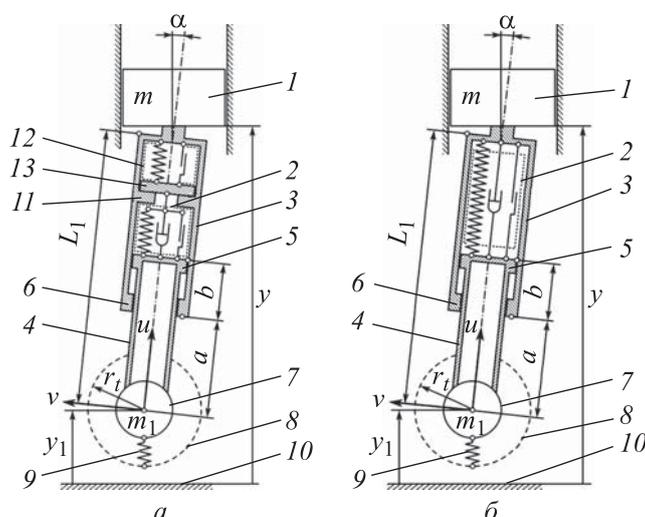


Рис. 3. Расчетные схемы двухкамерного (ПОШ, а) и однокамерного (ООШ, б) амортизаторов:

1 — точечная масса груза; 2, 12 — связи, моделирующие работу камер низкого и высокого давления; 3 — стакан; 4 — шток; 5, 6 — подвижная и неподвижная буссы; 7 — точечная масса колес и подвижных частей амортизатора, приведенная к оси колес; 8 — пневматическая шина; 9 — упругая связь, моделирующая обжатие шин; 10 — опорная поверхность; 11 — диафрагма с заплечиком; 13 — плавающий поршень

Масса m груза, установленного в клетке копра, обозначена как I . Она имеет вертикальную степень свободы y . Центр тяжести груза удален от оси колес на расстояние L_1 , измеряемое при полностью выдвинутом штоке.

В стакане 3 стойки шасси, расположенной под углом α , установлен шток 4, который может смещаться на u в осевом направлении и изгибаться в лобовом, приобретая поперечное смещение v на оси колес. Осевые перемещения u штока конструктивно ограничиваются таким образом, чтобы препятствовать его выпадению из стакана стойки, т. е. $u \geq 0$. Шток центрирован в цилиндре с помощью бусс 5 и 6, расстояние между которыми равно b , а расстояние от оси колес до неподвижной буссы 6 равно a .

Связь 2 создает полную восстанавливающую силу как сумму сил сжатия газа в камере низкого давления, сопротивления перетеканию жидкости через дроссельные отверстия и отверстия в камере обратного хода, а также сил сухого трения. Связь 12 аналогичного вида моделирует действие камеры высокого давления при смещении безмассового плавающего поршня 13 на \hat{u} вдоль оси стойки. Перемещения плавающего поршня также ограничены неударживающей склерономной связью $\hat{u} \geq 0$ за счет наличия заплечика в диафрагме 11.

Пара колес вместе с пневматическими шинами, приведенной массой штока и прочими подвижными частями составляет точечную массу 7 величиной m_1 и моментом инерции J_1 . Шины 8 рассматриваются как связь 9, создающая вертикальную и горизонтальную силы при обжати на опорную поверхность 10. Положение колес характеризуется углом φ . При копровых испытаниях угол установки стойки α остается неизменным, поэтому в расчетах как степень свободы не рассматривается.

Таким образом, предлагаемая математическая модель опоры шасси имеет четыре степени свободы — вертикальное перемещение точки крепления стойки y , осевое u и лобовое v перемещения оси колес, угол φ поворота колес. Перечисленные степени свободы формируют вектор обобщенных координат:

$$\{q\} = \{y \ u \ v \ \varphi\}^T. \quad (1)$$

Отметим, что координата \hat{u} не ассоциирована с движением какой-либо массы, поэтому соответствующее уравнение не будет дифференциальным, и в вектор обобщенных координат она не включена.

Связь между относительными (u, v) и абсолютными (x_1, y_1) перемещениями оси колес имеет вид

$$\begin{aligned} x_1 &= u \sin \alpha - v \cos \alpha; \\ y_1 &= y - L_1 \cos \alpha + u \cos \alpha + v \sin \alpha. \end{aligned} \quad (2)$$

Через (2) выражается условие контакта колеса с опорной плоскостью. Обжатие пневматика составляет

$$\eta = (r_t - y_1) H(r_t - y_1), \quad (3)$$

где r_t — радиус наружной поверхности шины; $H(r_t - y_1)$ — функция Хэвисайда.

Для вывода дифференциальных уравнений движения воспользуемся вариационным принципом наименьшего действия Остроградского —

Гамильтона [17] для произвольного конечного промежутка времени $[t_0, t_1]$:

$$\int_{t_0}^{t_1} (\delta\Lambda + \delta A) dt = 0, \quad (4)$$

где $\Lambda = T - \Pi$ — лагранжиан механической системы (T — кинетическая энергия, Π — потенциальная энергия системы в поле силы тяжести); δA — виртуальная работа всех сил за исключением сил тяжести. Оба слагаемых в выражении (4) зависят от компонент вектора обобщенных координат (1).

В кинетическую энергию T системы вносят вклад точечные массы колес вместе со штоком и масса груза, установленного в клетке копра:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}^2 = \\ &= \frac{1}{2} m_1 \dot{u}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{v}^2 + m_1 \dot{u} \dot{v} \cos \alpha + m_1 \dot{v} \dot{y} \sin \alpha + \\ &+ \frac{1}{2} (m + m_1) \dot{y}^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}^2 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [M] \{\dot{q}\}, \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$[M] = \begin{bmatrix} m + m_1 & m_1 \cos \alpha & m_1 \sin \alpha & 0 \\ m_1 \cos \alpha & m_1 & 0 & 0 \\ m_1 \sin \alpha & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

— матрица масс системы.

Потенциальная энергия накапливается в системе за счет действия поля сил тяжести

$$\Pi = mgy + m_1 g y_1. \quad (7)$$

На перемещение штока наложено условие $u \geq 0$. Это ограничение в виде неравенства может быть заменено на равенство с помощью функции Хэвисайда:

$$C = uH(-u) = 0. \quad (8)$$

Чтобы удовлетворить условию (8), модифицируем лагранжиан системы методом штрафных функций [18]:

$$\int_{t_0}^{t_1} \left[\delta \left(T - \Pi + \frac{1}{2} \kappa C^2 \right) + \delta A \right] dt = 0. \quad (9)$$

Метод штрафных функций в отличие от метода множителей Лагранжа является приближенным, однако не увеличивает число неизвестных в задаче и не приводит к системе дифференциально-алгебраических уравнений. Точность метода регулируется параметром штрафа κ , чем больше его значение, тем точнее удовлетворяется уравнение связи (8). Физический смысл параметра κ — это жесткость дискретного упругого элемента, реакция которого эквивалентна реакции введенной связи.

Виртуальная работа сил, действующих на подвижные элементы стойки, в общем виде представляется как

$$\delta A = \{\delta q\}^T \{Q\} = Q_y \delta y + Q_u \delta u + Q_v \delta v + Q_\varphi \delta \varphi. \quad (10)$$

Коэффициенты Q_i при вариациях компонент вектора обобщенных координат представляют собой обобщенные силы:

$$\begin{aligned} Q_y &= Y + F_y; \\ Q_u &= -F_g - F_o - F_f + F_y \cos \alpha - F_x \sin \alpha; \\ Q_v &= -k_1 v - d_1 \dot{v} + F_y \sin \alpha + F_x \cos \alpha; \\ Q_\varphi &= -F_x (r_t - \eta), \end{aligned} \quad (11)$$

где Y — сила, созданная амортизаторами разгрузки; F_y, F_x — вертикальная и горизонтальная реакции колес; F_o — сила гидравлического сопротивления движению штока; F_f — сила сухого трения в буксах и манжетах, установленных на штоке. Зависимости (11) учитывают изгибную жесткость k_1 штока и коэффициент демпфирования d_1 его изгибных колебаний.

Условие стационарности функционала действия (4) приводит к системе обыкновенных дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Lambda}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \Lambda}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = \overline{1, 4}. \quad (12)$$

В векторно-матричной форме система уравнений (12) имеет вид

$$[M] \{\ddot{q}\} = \{Q\} - \{R\} - \{G\}, \quad (13)$$

где $\{Q\} = \{Q_y \quad Q_u \quad Q_v \quad Q_\varphi\}^T$ — вектор обобщенных сил; $\{R\} = \{0 \quad \kappa u H(-u) \quad 0 \quad 0\}^T$ — вектор реакций связей с компонентами $R_i = \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{1}{2} \kappa C^2 \right)$; $\{G\} = \{(m + m_1) g \quad m_1 g \cos \alpha \quad m_1 g \sin \alpha \quad 0\}^T$ — вектор сил тяжести.

Модели сил, действующих на стойку. Рассмотрим подробнее определение сил, входящих в (11). Сила Y моделирует действие амортизаторов разгрузки (позиция 12, см. рис. 2, б), которые воспроизводят действие подъемной силы крыла самолета при посадке. В условиях снижения с постоянной вертикальной скоростью V_y подъемная сила равна весу воздушного судна. При копровых испытаниях это условие обеспечивается зарядкой амортизаторов разгрузки до определенного давления. Их включение в момент касания клетки 7 штоков амортизаторов 12 (см. рис. 2, б) моделируется с помощью функции Хэвисайда:

$$Y = mgH(y_0 - y), \quad (14)$$

где $y_0 = L_1 \cos \alpha + r_t$ — начальная координата груза, соответствующая необжатой стойке, приведенной в соприкосновение с опорной поверхностью.

Сила F_g сопротивления изменению объема газа в однокамерном амортизаторе зависит от давления p в его камере:

$$F_g = pS, \quad (15)$$

где S — площадь свободной поверхности жидкости, заполняющей камеру, вычисленная по внутреннему диаметру стакана. Давление p при обжатии штока на величину u изменяется согласно политропному закону [19]:

$$p_0 \Omega_0^\chi = p \Omega^\chi, \quad (16)$$

где Ω_0 — объем газа при зарядке амортизатора; $\Omega = \Omega_0 - Su$ — текущий объем; χ — показатель политропы, принятый постоянным. Объединив выражения (15) и (16), получим

$$F_g = p_0 S \left(1 - \frac{u}{u_{\max}} \right)^{-\chi}, \quad (17)$$

где $u_{\max} = \Omega_0 / S$ — максимальное обжатие, определяемое конструкцией амортизатора.

Для определения силы F_g в двухкамерном амортизаторе необходимо составить уравнение равновесия плавающего поршня (поз. 11, рис. 3):

$$(\hat{p} - p) \hat{S} = 0, \quad (18)$$

где \hat{p} — давление газа в камере высокого давления; \hat{S} — площадь плавающего поршня.

Зависимости давлений p и \hat{p} в камерах низкого и высокого давления определяются аналогично (16):

$$p_0\Omega_0^{\chi_1} = p(\Omega_0 - Su + \hat{S}\hat{u})^{\chi_1}; \quad \hat{p}_0\hat{\Omega}_0^{\chi_2} = \hat{p}(\hat{\Omega}_0 - \hat{S}\hat{u})^{\chi_2}, \quad (19)$$

где $\hat{p}_0, \hat{\Omega}_0$ — зарядное давление и объем газа в камере высокого давления; χ_1, χ_2 — показатели политропы в камерах низкого и высокого давления.

Значение F_g можно получить, решая совместно нелинейные алгебраические уравнения (18), (19) относительно переменных \hat{u}, \hat{p} и подставляя их в (15). При этом учитывается, что $\hat{u} \geq 0$.

Действие силы гидравлического сопротивления F_0 связано с перетеканием рабочей жидкости через дроссельные отверстия и зависит от скорости ее протекания. Считая жидкость несжимаемой, воспользуемся уравнением неразрывности для временного отрезка dt , чтобы связать скорость движения штока \dot{u} со скоростями протекания жидкости через дроссельное отверстие в плунжере \dot{u}_h и камере обратного хода \dot{u}_r :

$$f_h\dot{u}_h dt = S_h\dot{u} dt; \quad f_r\dot{u}_r dt = S_r\dot{u} dt, \quad (20)$$

где $(f_h, S_h), (f_r, S_r)$ — площади проходных отверстий и сечений плунжера и камеры обратного хода.

Ввиду значительных скоростей процессов в объеме рабочей жидкости реализуется турбулентный режим течения, характеризующийся квадратичной зависимостью силы сопротивления от скорости перемещения штока [19]. С учетом (20) и схем амортизации, приведенных на рис. 1, запишем

$$F_0 = \zeta_h \frac{\rho S_h}{2} \left(\frac{S_h}{f_h}\right)^2 \dot{u}^2 \text{sign}(\dot{u}) + \zeta_r \frac{\rho S_r}{2} \left(\frac{S_r}{f_r}\right)^2 \dot{u}^2 \text{H}(-\dot{u}), \quad (21)$$

где ζ_h, ζ_r — коэффициенты гидравлического сопротивления, зависящие от геометрии отверстия; ρ — плотность жидкости; $\text{sign}(\dot{u})$ — функция знака. Второе слагаемое определяет сопротивление при опорожнении камеры обратного хода. Его вклад учитывается только на обратном ходе штока (когда разрезное кольцо сверху), так как на прямом ходе площадь f_r значительно превышает площадь f_h .

При рассмотрении амортизатора ООШ, оснащенного иглой, в (21) вводится зависимость $f_h = f_h(u)$, определяющая закон изменения пло-

щади дроссельного отверстия в плунжере. Для конструкции иглы, приведенной на рис. 1, он имеет ломаный характер:

$$f_h(u) = \begin{cases} f_1, & u \leq u_1; \\ f_1 + \frac{f_2 - f_1}{u_2 - u_1}(u - u_1), & u_1 < u \leq u_2; \\ f_2, & u \geq u_2, \end{cases} \quad (22)$$

где f_1 , f_2 — суммарные площади дроссельного отверстия (кольцевой протоки и отверстий в игле), обжатия u_1 и u_2 определяются положением и диаметром отверстий в игле.

Силы сухого трения в буксах телескопических стоек могут быть весьма значительными [19]. Для описания их вклада требуется вычислить реакции в буксах, пропорциональны которым будут силы трения. Представим шток в виде безмассовой балки на шарнирных опорах, одна из которых является подвижной (рис. 4).

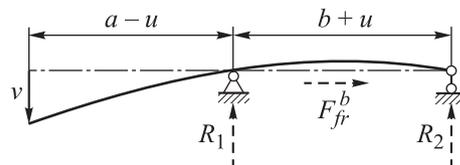


Рис. 4. Балочная модель штока амортизатора

Опоры моделируют центрирующие буксы, при этом стакан амортизатора, имеющий большую жесткость по сравнению со штоком, считается недеформируемым. Реакции в буксах могут быть вычислены из уравнений равновесия:

$$R_1 = k_1 v \frac{a+b}{b+u}; \quad R_2 = -k_1 v \frac{a-u}{b+u}; \quad (23)$$

$$k_1 = \frac{3\pi}{64} \frac{E(D_1^4 - D_2^4)}{(a-u)^2(a+b)}, \quad (24)$$

где E — модуль упругости материала штока; D_1 , D_2 — внешний и внутренний диаметры штока. Сила сухого трения в буксах (μ_b — коэффициент трения в буксах):

$$F_{fr}^b = \mu_b (|R_1| + |R_2|) \text{sign } \dot{u} = \mu_b k_1 |v| \frac{2a+b-u}{b+u} \text{sign } \dot{u}. \quad (25)$$

Силу сухого трения в манжетах приближенно примем пропорциональной силе (15):

$$F_{fr}^m = \mu_m F_g \text{sign } \dot{u}. \quad (26)$$

Аппроксимация реакции пневматических шин при их обжатии выполнялась по модели Бидермана [20]. Шине ставится в соответствие структурная модель, нагрузочная характеристика которой определяется выражением

$$F_y(\eta) = \eta^2 / (c_1 + c_2 \eta / p_t), \quad (27)$$

где c_1 , c_2 — параметры, пропорциональные податливостям протекторного слоя резины и каркаса шины; p_t — зарядное давление шины.

Параметры подбираются с помощью метода наименьших квадратов по имеющимся опытным данным в широком диапазоне зарядных давлений. При поиске параметров c_1 , c_2 из рассмотрения исключалась область характеристики, соответствующая большим обжатиям, и коэффициент детерминации составил $R^2 > 0,999$ (чем ближе к единице, тем лучше модель воспроизводит результаты испытаний). Сравнение экспериментальных и модельных нагрузочных характеристик приведено на рис. 5.

Горизонтальная сила F_x , действующая на колесо, определяется при частичном проскальзывании беговой дорожки шины по опорной поверхности по формуле

$$F_x = \mu_{slip} F_y, \quad (28)$$

где μ_{slip} — коэффициент трения скольжения [21], зависящий от относительной скорости скольжения $w = (r_t \dot{\phi} - \dot{x}_1) / (|\dot{x}_1| + \varepsilon)$ (ε — малая положительная величина, позволяющая избежать сингулярности при вычислениях).

Зависимость $\mu_{slip}(w)$ определяется сцеплением беговой дорожки шины с опорной поверхностью и приближенно может быть представлена так:

$$\mu_{slip} = \mu_{slip}^0 \operatorname{th}(a_1 w), \quad (29)$$

μ_{slip}^0 — коэффициент полного скольжения; a_1 — параметр наклона кривой $\mu_{slip}(w)$ при $w = 0$.

Начальные условия движения и интегрирование уравнений. Начальные условия при интегрировании системы уравнений (13) воспроизводили условия проведения копровых испытаний на работоспособность [3]. Целью таких испытаний является исследование системы амортизации при поглощении энергии эксплуатационного посадочного удара $A = \frac{1}{2} m V_y^2$, V_y — приведенная вертикальная составляющая скорости самолета при посадке.

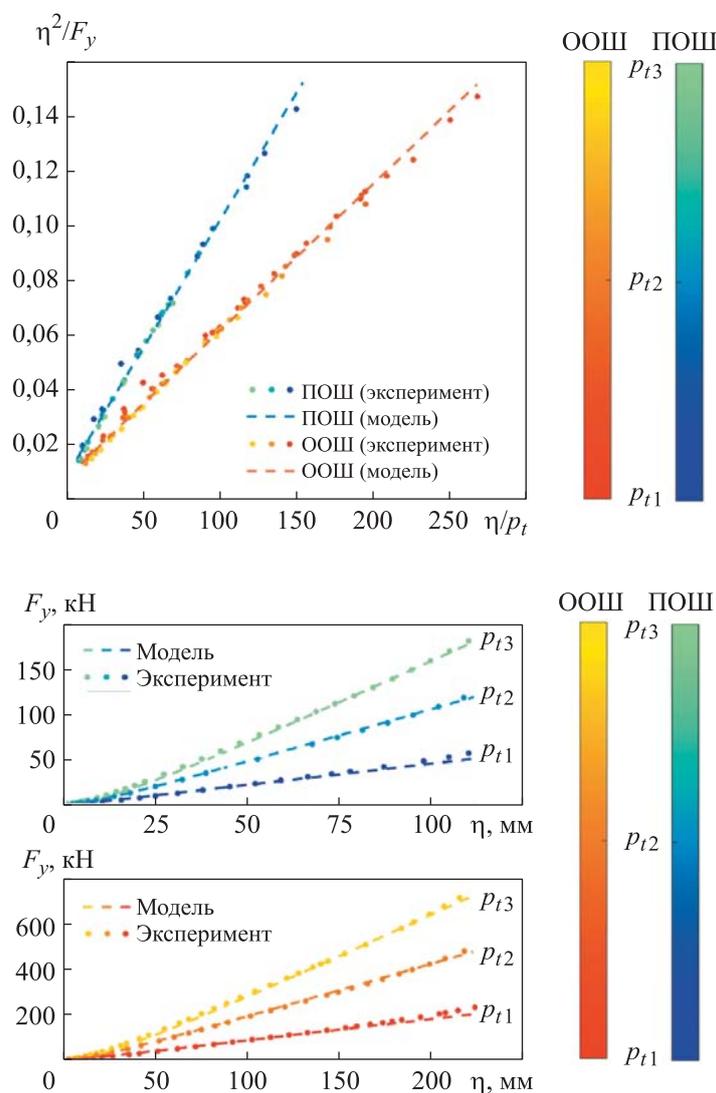


Рис. 5. Сравнение нагрузочных характеристик пневматических шин, установленных на колесах ПОШ и ООШ перспективного магистрального пассажирского самолета

Редуцированная масса m , которая загружается в клетку копра, выбирается по-разному для ПОШ и ООШ. Для ООШ редуцированная масса приблизительно полагается равной половине посадочной массы самолета

$m = \frac{1}{2} M$, для ПОШ масса рассчитывается по формуле

$$m = M \left[1 + \left(l_{NLG} / i_z \right)^2 \right]^{-1},$$

где l_{NLG} — расстояние от точки установки ПОШ до центра масс самолета; i_z — радиус инерции вокруг боковой оси OZ [22].

Приведенная вертикальная составляющая скорости самолета при посадке, согласно авиационным правилам¹, вычисляется по формуле

$$V_y = 0,95(V_V + \alpha_{rw}V_x), \quad (30)$$

где $V_V = 1,5$ м/с — вертикальная составляющая скорости в момент удара; V_x — горизонтальная посадочная скорость, известная для самолета; α_{rw} — расчетное значение местного встречного уклона взлетно-посадочной полосы в зоне приземления, для искусственных покрытий принимается равным 0,025.

Исходная система уравнений (13) с учетом соотношений (14)–(29) приводилась к стандартному виду задачи Коши. Поскольку обобщенная координата φ , определяющая угловое положение колес стойки, является циклической, то итоговый порядок системы может быть снижен до семи. Таким образом, вектор начальных условий для интегрирования имеет вид

$$\begin{aligned} & \{y_0 \quad u_0 \quad v_0 \quad \dot{y}_0 \quad \dot{u}_0 \quad \dot{v}_0 \quad \dot{\varphi}_0\}^T = \\ & = \left\{ L_1 \cos \alpha + r_t \quad 0 \quad 0 \quad \sqrt{2A/(m+m_1)} \quad 0 \quad 0 \quad \dot{\varphi}_0 \right\}^T, \quad (31) \end{aligned}$$

где энергия удара A и масса груза m определены ранее, а $\dot{\varphi}_0$ — скорость предварительной раскрутки колес. Раскрутка колес перед сбросом позволяет воспроизвести действие лобовой силы на стойку.

Постановка задачи с использованием метода штрафных функций и нерегуляризованных зависимостей сил трения приводит к жесткой системе дифференциальных уравнений [18], интегрирование которой сопряжено с некоторыми трудностями. Они были преодолены путем использования неявной схемы интегрирования Розенброка с адаптивным шагом, встроенного в комплекс MATLAB (ode23s) и специально предназначенного для систем такого типа.

Валидация моделей амортизаторов. По рассмотренной математической модели выполнены вычислительные эксперименты, воспроизводящие условия натуральных копровых испытаний ПОШ и ООШ перспективного отечественного пассажирского самолета. На рис. 6 приведено сравнение результатов моделирования и испытаний ПОШ, на рис. 7 — ООШ. Все графики отображены в масштабированном виде.

¹ Авиационные правила. Часть 25. Нормы летной годности самолетов транспортной категории. М., Межгосударственный авиационный комитет, 2022.

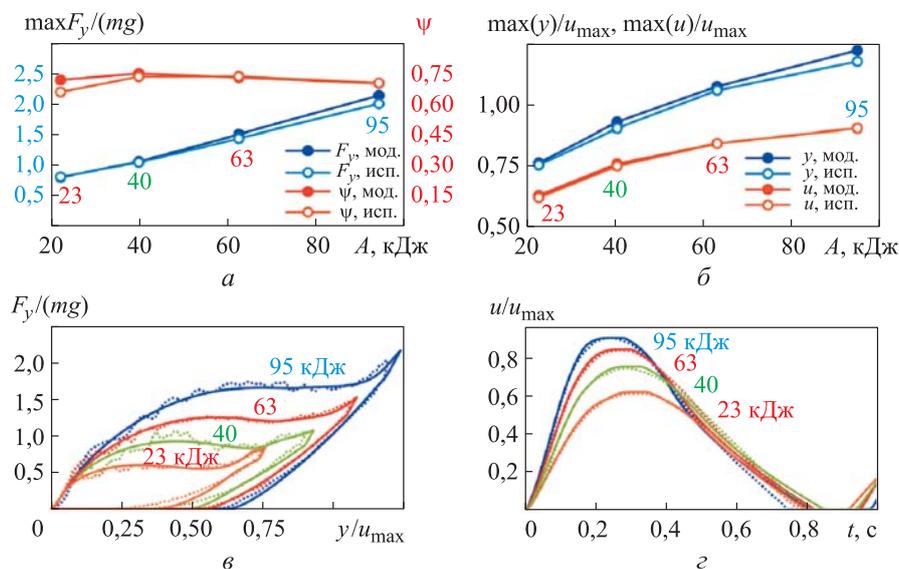


Рис. 6. Сравнение результатов моделирования и натуральных копровых испытаний ПОШ:

a — зависимости максимальной вертикальной силы и доли поглощенной энергии от энергии удара; *б* — зависимости максимального перемещения клетки копра и обжатия штока от энергии удара; *в, г* — нагрузочные характеристики и обжатие штока амортизатора ПОШ при различных значениях энергии удара (сплошные кривые — моделирование; точки — натурные испытания)

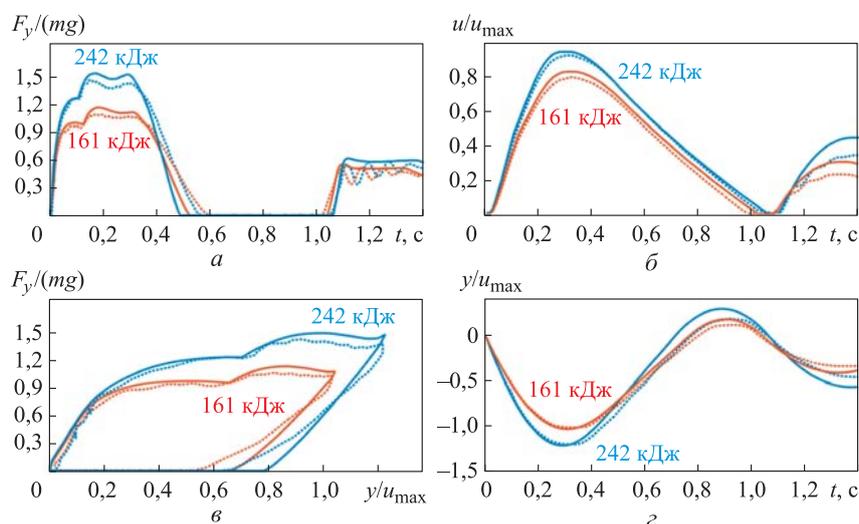


Рис. 7. Сравнение результатов моделирования и натуральных копровых испытаний ООШ при значениях энергии удара 161 и 242 кДж (сплошные кривые — моделирование; точки — натурные испытания):
a — вертикальная сила; *б* — обжатие штока; *в* — нагрузочные характеристики; *г* — перемещение клетки копра

Эффективность системы амортизации оценивалась величиной площади гистерезисной петли при первом ударе, отнесенной к заданной энергии удара:

$$\psi = \frac{1}{A} \int_0^{t_1} F_y \dot{y} dt, \quad (32)$$

где t_1 — момент времени отрыва колес от опорной поверхности после удара.

Графики зависимости эффективности амортизации от энергии удара, полученные путем моделирования и при испытаниях, приведены на рис. 6, а (красные кривые).

Сравнение результатов моделирования и испытаний показывает удовлетворительное соответствие моделей ПОШ и ООШ натурным объектам. Погрешность при расчете основных параметров амортизации для ПОШ не превысила 8,5 %, для ООШ — 12,8 %. Уменьшение погрешности может быть достигнуто при учете конструктивных особенностей копровых стендов, в частности, их жесткостных и инерционных характеристик, а также сил трения в направляющих. Неучтенными также остаются изменение объема рабочих камер амортизаторов за счет упругой податливости стакана при повышении давления, формирование газожидкостной эмульсии на границе раздела рабочих тел и их теплообмен с внешней средой. Однако эти факторы в условиях кратковременного ударного нагружения и умеренных значений зарядного давления газа в амортизаторе не оказывают значительного влияния на динамику системы [23].

Заключение. Предложены математические модели жидкостно-газовых амортизаторов опор шасси одно- и двухкамерного типа в составе установки по проведению копровых испытаний. Построение моделей выполнено на основе методов лагранжевой механики и метода штрафных функций с учетом политропного закона сжатия газа и характера сопротивления протеканию рабочей жидкости. Приняты во внимание силы сухого трения в подвижных элементах конструкции и нелинейность нагрузочных характеристик шин. Выполнены расчеты, воспроизводящие копровые испытания ПОШ и ООШ перспективного отечественного пассажирского самолета. Результаты моделирования с удовлетворительной точностью повторяют как интегральные характеристики амортизации натурального объекта, так и законы изменения кинематических и силовых факторов во времени.

Разработанные математические модели амортизации могут быть использованы для сокращения затрат при проектировании амортизаторов

опор шасси, прогнозировании результатов копровых испытаний опытных образцов, расчетах посадок и вибраций воздушного судна при движении по взлетно-посадочной полосе. Обеспеченная точность моделирования позволяет применить модели для решения задачи оптимизации конструкции амортизаторов в целях улучшения качества амортизации самолета и снижения нагруженности узлов шасси.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Житомирский Г.И. Конструкция самолетов. М., Машиностроение, 2005.
- [2] Кондрашов Н.А. Проектирование убирающихся шасси самолетов. М., Машиностроение, 1991.
- [3] Дмитриев В.М., Дмитриева М.В. Руководство для конструкторов по проектированию самолетов. Т. 3. Прочность самолета. М., ЦАГИ, 1979.
- [4] Wahi M.K. Oleopneumatic shock strut dynamic analysis and its real-time simulation. *J. Aircraft*, 1976, vol. 13, no. 4, pp. 303–308.
DOI: <https://doi.org/10.2514/3.44526>
- [5] Рыбин А.В. Исследование динамики посадки пассажирского самолета. *Труды МАИ*, 2014, № 74. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=49196>
- [6] Кручинин М.М., Кузьмин Д.А. Математическое моделирование копровых испытаний шасси вертолета. *Труды МАИ*, 2017, № 92.
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=77093>
- [7] Джамгаров С.В., Олейников В.И., Трудоношин В.А. и др. Моделирование пробега самолета. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2018, № 8.
URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=36481895>
- [8] Багров К.В. Численное моделирование колебаний стойки шасси летательного аппарата в продольной плоскости в процессе посадочного удара. *Сиб. журн. индустр. матем.*, 2019, т. 22, № 3, с. 3–7. DOI: <https://doi.org/10.33048/sibjim.2019.22.301>
- [9] Wei X., Liu C., Liu X., et al. Improved model of landing-gear drop dynamics. *J. Aircraft*, 2014, vol. 51, no. 2, pp. 695–700. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.C032551>
- [10] Загидулин А.Р., Подружин Е.Г., Максименко В.Н. Моделирование процесса обжатия при ударе двухкамерной жидкостно-газовой амортизации шасси самолета. *Доклады АН ВШ РФ*, 2012, № 1, с. 89–97.
- [11] Zagidulin A.R., Podrzhin E.G., Rastorguev G.I. Modelling the motion of a non-free system of rigid bodies using the Lagrange equations of the first kind. *J. Phys.: Conf. Series*, 2017, vol. 894, art. 012129.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/894/1/012129>
- [12] Подружин Е.Г., Загидулин А.Р., Шинкарев Д.А. Моделирование копровых испытаний опоры шасси магистрального самолета. *Вестник МАИ*, 2021, т. 28, № 4, с. 106–117. DOI: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-4-106-117>

- [13] Одинокоев Ю.Г. Расчет самолета на прочность. М., Машиностроение, 1973.
- [14] Krüger W. Design and simulation of semi-active landing gears for transport aircraft. *Mech. Struct. Mach.*, 2002, vol. 30, no. 4, pp. 493–526.
DOI: <https://doi.org/10.1081/SME-120015074>
- [15] Sivaprakasam S., Baskaran S. Formulation of seven degree of freedom state space model of aircraft with active landing gear. *AIP Conf. Proc.*, 2022, vol. 2516, no. 1, art. 030002. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0108428>
- [16] Никитин Е.А., Белкин А.Е. Моделирование копровых испытаний опор шасси пассажирского самолета. *Сб. тр. конф. МИКМУС-2022*. М., ИМАШ РАН, 2022, с. 137–144.
- [17] Журавлев В.Ф. Основы теоретической механики. М., ФИЗМАТЛИТ, 2008.
- [18] Geradin M., Cardona A. Flexible multibody dynamics. New York, Wiley, 2001.
- [19] Белоус А.А. Методы расчета масляно-пневматической амортизации шасси самолетов. *Труды ЦАГИ*, 1947, № 622, с. 1–104.
- [20] Бидерман В.Л., ред. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963.
- [21] Clover C.L., Bernard J.E. Longitudinal tire dynamics. *Veh. Syst. Dyn.*, 1998, vol. 29, no. 4, pp. 231–260. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423119808969374>
- [22] Зайцев В.Н., Рудаков В.Л. Конструкция и прочность самолетов. Киев, Вища школа, 1978.
- [23] Karam W., Maré J.-C. Advanced model development and validation of landing gear shock struts. *P. I. Mech. Eng. G.-J. Aer.*, 2009, vol. 224, no. 5, pp. 575–586.
DOI: <https://doi.org/10.1243/09544100JAERO602>

Белкин Александр Ефимович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Никитин Егор Александрович — аспирант, ассистент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1); ведущий инженер-конструктор ПАО «Корпорация «Иркут» (Российская Федерация, 125315, Москва, Ленинградский пр-т, д. 68).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Белкин А.Е., Никитин Е.А. Расчет системы амортизации шасси пассажирского самолета при ударном нагружении. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 3 (146), с. 29–49.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-3-29-49>

CALCULATION OF THE PASSENGER AIRCRAFT LANDING GEAR SHOCK ABSORPTION SYSTEM EXPOSED TO IMPACT LOADING

A.E. Belkin¹

aefbelkin@bmstu.ru

E.A. Nikitin^{1,2}

nikitin@bmstu.ru

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

² JSC Irkut Corporation, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper considers the shock absorption system of an advanced domestic mainline passenger aircraft, which includes oleo-pneumatic shock absorbers and wheels equipped with the pneumatic tires. Nonlinear mathematical models of single-active and two-active oleo-pneumatic shock absorbers of telescopic landing gear supports are proposed. The models take into account the process of polytropic gas compression, the forces of hydraulic resistance to the working fluid flow and the forces of dry friction arising in the system moving parts. To describe the vertical compression reaction of the pneumatic tires, the V.L. Biderman structural model was introduced, which parameters were determined by test results using the least squares method. Motion equations of the landing gear elements were obtained by the analytical mechanics methods involving the Ostrogradsky — Hamilton variational principle of least action. Constraints imposed on the system were introduced using the penalty functions method. The problem statement of carrying out virtual computational experiments on the landing gear dvops was considered. In a wide range of the impact energies, models of shock absorbers of a passenger aircraft landing gear were validated, for which time realizations of the system state vector were determined, and areas of hysteresis loops of the shock absorber load characteristics were evaluated by the numerical integration. Satisfactory compliance of the results of simulated characteristics of the natural objects was shown. The obtained results could be used to improve the absorption quality criteria by numerical optimization methods, calculate the landing impacts and analyze the aircraft oscillations when moving on the runway

Keywords

Landing gear support, oleo-pneumatic shock absorber, mathematical model, pile tests, variational principle of least action, polytropic law

Received 01.03.2023

Accepted 20.03.2023

© Author(s), 2023

REFERENCES

- [1] Zhitomirskiy G.I. Konstruktsiya samoletov [Aircraft design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005.
- [2] Kondrashov N.A. Proektirovanie ubirayushchikhsya shassi samoletov [Design of retractable aircraft landing gear]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991.
- [3] Dmitriev V.M., Dmitrieva M.V. Rukovodstvo dlya konstruktorov po proektirovaniyu samoletov. T. 3. Prochnost samoleta [Handbook for designers on aircraft design. Vol. 3. Strength of the aircraft]. Moscow, TsAGI Publ., 1979.
- [4] Wahi M.K. Oleopneumatic shock strut dynamic analysis and its real-time simulation. *J. Aircraft*, 1976, vol. 13, no. 4, pp. 303–308. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.44526>
- [5] Rybin A.V. Investigation of the dynamics of passenger airplane landing. *Trudy MAI*, 2014, no. 74 (in Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=49196>
- [6] Kruchinin M.M., Kuzmin D.A. Helicopter chassis drop tests mathematical modeling. *Trudy MAI*, 2017, no. 92 (in Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=77093>
- [7] Dzhamgarov S.V., Oleynikov V.I., Trudonoshin V.A., et al. Simulation of aircraft landing. *Mashinostroenie i kompyuternye tekhnologii* [Mechanical Engineering and Computer Science], 2018, no. 8 (in Russ.). Available at: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=36481895>
- [8] Bagrov K.V. Numerical simulation of planar oscillations of a landing gear leg along the longitudinal axis of an aircraft during the landing impact. *J. Appl. Ind. Math.*, 2019, vol. 13, no. 3, pp. 385–389. DOI: <https://doi.org/10.1134/S1990478919030013>
- [9] Wei X., Liu C., Liu X., et al. Improved model of landing-gear drop dynamics. *J. Aircraft*, 2014, vol. 51, no. 2, pp. 695–700. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.C032551>
- [10] Zagidulin A.R., Podruzhin E.G., Maksimenko V.N. Modeling of compression during the impact of the oleo-pneumatic two-chamber landing gear amortization. *Doklady AN VSh RF* [Proceedings of the Russian Higher School Academy of Sciences], 2012, no. 1, pp. 89–97 (in Russ.).
- [11] Zagidulin A.R., Podruzhin E.G., Rastorguev G.I. Modelling the motion of a non-free system of rigid bodies using the Lagrange equations of the first kind. *J. Phys.: Conf. Series*, 2017, vol. 894, art. 012129. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/894/1/012129>
- [12] Podruzhin E.G., Zagidulin A.R., Shinkarev D.A. Drop testing simulation of the main-line aircraft landing gear. *Vestnik MAI* [Aersopace MAI Journal], 2021, vol. 28, no. 4, pp. 106–117 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-4-106-117>
- [13] Odinokov Yu.G. Raschet samoleta na prochnost [Aircraft strength calculation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973.
- [14] Krüger W. Design and simulation of semi-active landing gears for transport aircraft. *Mech. Struct. Mach.*, 2002, vol. 30, no. 4, pp. 493–526. DOI: <https://doi.org/10.1081/SME-120015074>

- [15] Sivaprakasam S., Baskaran S. Formulation of seven degree of freedom state space model of aircraft with active landing gear. *AIP Conf. Proc.*, 2022, vol. 2516, no. 1, art. 030002. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0108428>
- [16] Nikitin E.A., Belkin A.E. [Drop test simulation for landing gears of commercial aircraft]. *Sb. tr. konf. MIKMUS-2022* [Proc. MIKMUS-2022 Conf.]. Moscow, IMASH RAS Publ., 2022, pp. 137–144 (in Russ.).
- [17] Zhuravlev V.F. *Osnovy teoreticheskoy mekhaniki* [Foundations of theoretical mechanics]. Moscow, FIZMATLIT Publ., 2008.
- [18] Geradin M., Cardona A. *Flexible multibody dynamics*. New York, Wiley, 2001.
- [19] Belous A.A. Analysis methods for aircraft oleo-pneumatic landing gear. *Trudy TsAGI*, 1947, no. 622, pp. 1–104 (in Russ.).
- [20] Biderman V.L., ed. *Avtomobilnye shiny* [Automobile tires]. Moscow, Goskhimizdat Publ., 1963.
- [21] Clover C.L., Bernard J.E. Longitudinal tire dynamics. *Veh. Syst. Dyn.*, 1998, vol. 29, no. 4, pp. 231–260. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423119808969374>
- [22] Zaytsev V.N., Rudakov V.L. *Konstruktsiya i prochnost samoletov* [Design and strength of aircrafts]. Kiev, Vishcha shkola Publ., 1978.
- [23] Karam W., Maré J.-C. Advanced model development and validation of landing gear shock struts. *P. I. Mech. Eng. G.-J. Aer.*, 2009, vol. 224, no. 5, pp. 575–586. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544100JAERO602>

Belkin A.E. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Nikitin E.A. — Post-Graduate Student, Assistant, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation); Lead Design Engineer, JSC Irkut Corporation (Leningradskiy prospekt 68, Moscow, 125315 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Belkin A.E., Nikitin E.A. Calculation of the passenger aircraft landing gear shock absorption system exposed to impact loading. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 3 (146), pp. 29–49 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-3-29-49>